

Motorsågkedjor, deras arbetssätt och konstruktion

The power saw chain its function and construction

av

IVAN TROËNG

MEDDELANDEN FRÅN
STATENS SKOGSFORSKNINGSINSTITUT
BAND 41 • NR 8

Förord

Föreliggande undersökning igångsattes år 1950 på initiativ av dåvarande professorn vid Statens skogsforskningsinstituts avdelning för arbetslära GÖSTA LUTTMAN, som jag varmt tackar för hans värdefulla bistånd vid undersökningens genomförande.

Föreningen Värmlands Skogsarbetsstudier (VSA) har med intresse och sakkunskap understött försöken och tillhandahållit motor, svärd och kedjor till undersökningsapparaten för kompletta kedjor. För detta ber jag få framföra mitt tack till VSA och särskilt till jägmästare E. NYLIN och ingenjör S. GRANKVIST. Genom välvilligt tillmötesgående från Svenska Träforskningsinstitutets Trätekniska avdelning har deras erfarenhet, lokaler och utrustning ställts till förfogande, varför jag ber få framföra mitt tack till avdelningens chef docent B. THUNELL samt till ingenjörerna C. SKOGLUND och S. SÖDERLUND.

Docent THUNELL och civilingenjör TORSTEN ENGLESSON ha nedlagt ett sakkunnigt och intresserat arbete på granskning och kritik av mitt manuskript, för vilket jag ber att få uttrycka min tacksamhet.

Experimentalfältet i april 1952.

IVAN TROËNG

Inledning

Undersökningens ändamål var i första hand att uppmäta en sågkedjas skärförmåga och effektbehov vid olika hastighet och matningskraft samt i andra hand att klarlägga de faktorer, som i övrigt kunde tänkas ha betydelse för skärförhållandena.

Vid en motorsåg är det av största betydelse, att maskinens totalvikt är den lägsta möjliga samtidigt som ett snabbt skärarbete erhålles. Sågkedjans utformning är därför av avgörande betydelse för motorsågens driftsekonomi. Det torde vidare vara omöjligt att rätt dimensionera en motorsåg utan kännedom om de på kedjan verkande krafterna.

Undersökningen avsåg därför att klarlägga dels hur stor effekt en normal motorsågkedja fordrar vid olika arbetsförhållanden, dels möjligheterna att konstruera kedjor med hög skärhastighet trots låg energiförbrukning.

Sågkedjans konstruktion och kedjesågens arbetssätt

Kedjan till en kedjesåg är sammansatt av ett antal i huvudsak plana länkar vanligen av tre olika typer. Länkarna äro nämligen utformade så att de även utgöra sågtänder. De tre typerna benämnas rivtänder (höger och vänster), skrapptänder (höger och vänster) samt hyvlingständer. (Se fig. 1.) Kedjan är ändlös och monteras i allmänhet på en gejdförsedd skena kallad »svärdet». Intill svärdets vid sågen fastspända ände sitter en drivande kedjekrans som överför motoreffekten till kedjan. Svärdets yttre ände kan vara bred och försedd med gejd runt om eller kan den uppbära en ledrulle för kedjan, spetstrissan.

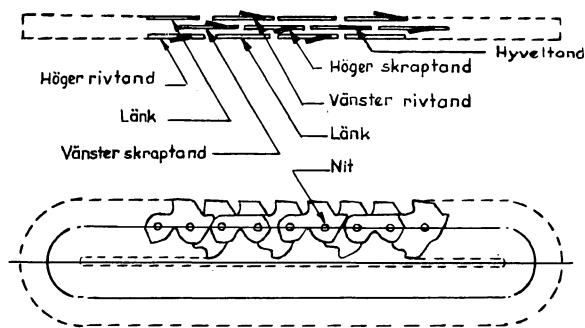


Fig. 1.

Fig. 2 visar i princip en kedjesåg under arbete. Då sågföraren trycker sågsvärdet mot ett träd uppstår en viss matningskraft M . Motorns effekt utnyttjas dels till att övervinna träfibrernas motstånd mot avskärning och lossbrytning, dels till att övervinna det friktionsmotstånd som uppstår i sågspåret. Dessa krafter, som verka i svärdets längdriktning, sammanfattas under begreppet sågningskraft F . Då denna kraft strävar att förflytta sågen i svärdets längdriktning erfordras ett stöd som tar upp trycket mot stammen.

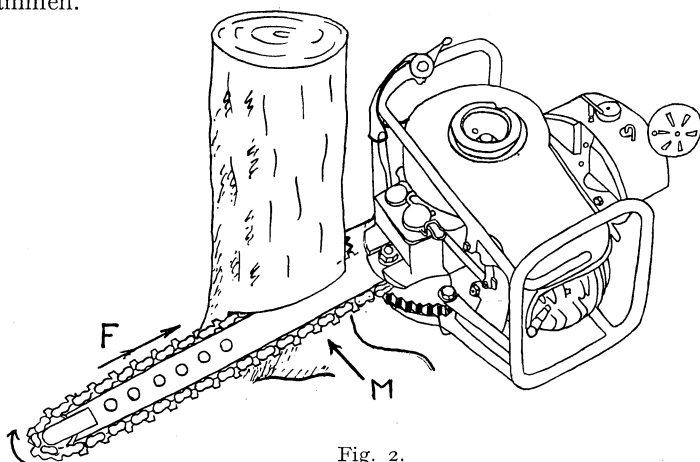


Fig. 2.

Försöksmetod och anordning för prov med hela kedjor

Några undersökningar rörande sågkedjor ha ej tidigare utförts, varför det blev min första uppgift att med utgångspunkt från motorsågens principiella funktion söka finna en lämplig försöksmetod. Vid en motorsåg i arbete fann jag följande storheter vara av betydelse för sågens funktion nämligen:

- Kedjehastigheten.
- Sågningskraften.
- Matningshastigheten.
- Matningskraften.

Om man vid ett visst sågningsförlopp känner till dessa storheter, kan man lätt räkna ut erforderlig sågningseffekt på följande sätt:

$$\frac{\text{Kedjehastighet} \times \text{sågningskraft}}{75} = \text{effekt}$$

Tidsåtgången för en viss kapning erhålles ur följande uttryck:

$$\frac{\text{stockdiameter}}{\text{matningshastighet}} = \text{kaptid}$$

För att uppnå undersökningens syfte, skulle det tydligen erfordras, att kedjans hastighet och sågningskraft samt matningens hastighet och kraft studerades under olika förhållanden.

De förhållanden, som jag bedömde vara betydelsefulla, voro:

Stockdiametern.

Kedjans utformning.

Svärdets utformning.

Om virket är fruset eller ofruset.

För att i största möjliga utsträckning imitera sågkedjans normala arbetsätt baserade jag försöksanordningen på den principen, att en stock skulle matas med en viss inställbar matningskraft mot en sågkedja, som med en viss inställbar kedjehastighet löpte på ett svärd. Vid ett sågningsförsök utfört på detta sätt äro matningskraft och kedjehastighet på förhand bestämda. Sågningskraften och matningshastigheten måste däremot mätas upp under försöket. Detta borde lämpligen ske i diagramform, så att eventuella variationer kunde studeras.

Den apparat jag konstruerade för undersökningen visas å fig. 3.

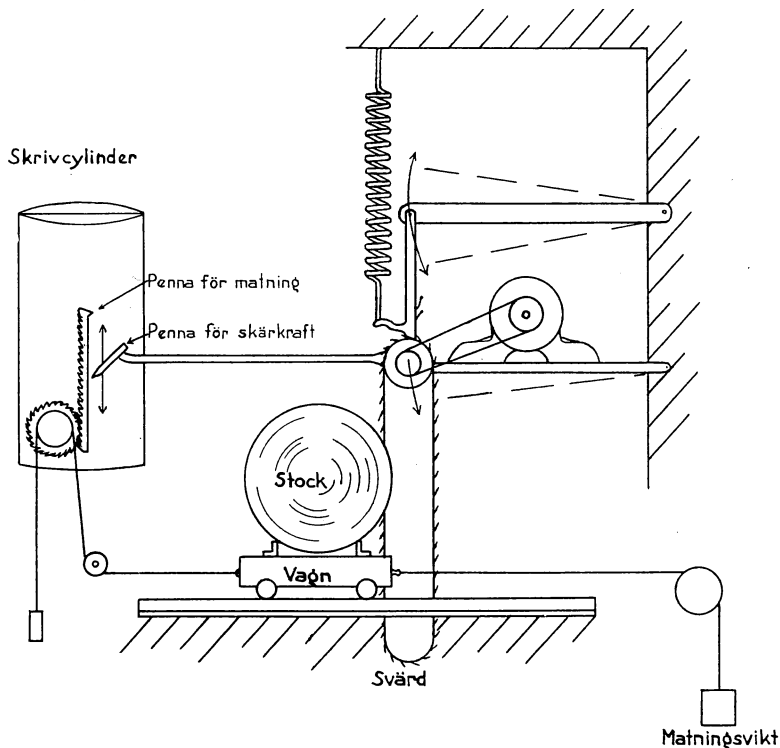


Fig. 3. Principskiss till försöksanordning för prov med hela kedjor.

Outline diagram of experimental method for tests with whole chains.

Den utgöres av ett stativ av trä, i vilket en elektrisk motor, som via en kilrepstransmission driver en sågkedja, är upphängd i en fjädrande parallelogram. Denna är så anordnad, att sågsvärdet under sitt arbete kan röra sig uppåt och nedåt allt efter det motstånd F , som uppstår i sågspåret. Utslaget ritas in på ett papper av en penna, som är fästad vid en från parallelogrammen utskjutande arm. Papperet fästes på en elektriskt driven diagramcylinder. Kalibrering av motståndet F sker med en i travers över sågsvärdet upphängd decimalvåg. Varvtalet hos motorn och därmed kedjans hastighet V avpassades dels genom den nämnda kilrepstransmissionen, dels genom reglering av motorn över en periodomformare, enligt svenska Träforskningsinstitutets normalmetod, så att regleringsintervallet blev 0,5—1,2 gånger normalvarvtalet hos motorn.

På stativet finnes en löpbana med en vagn, på vilken man fäster den stock på vilken skärprovet skall utföras. Genom en vikt bestämmes den matningskraft M med vilken stocken pressas mot sågsvärdet. En penna på den förut nämnda diagramcylindern står med en lina i förbindelse med vagnen, så att den skriver stockens läge i varje ögonblick under sågningen. Genom sammanställning av rullens rotationshastighet och stockens läge kan skärhastigheten i varje ögonblick uppmätas på diagrammet. På så sätt erhålles kontinuerligt kedjehastigheten v , sågmotståndet F och matningshastigheten. Ur dessa värden kan sedan effektbehov och energiförbrukning beräknas. Ett prov på den kurva, som erhålles, visas i *fig. 4*.

I försöksanordningen kapas provstocken under fullständigt likformig frammatning av svärdets yttre och inre ände. I praktisk drift låter man ofta spetsen av svärdet skära snabbare än fästet, varvid ett solfjäderfor-

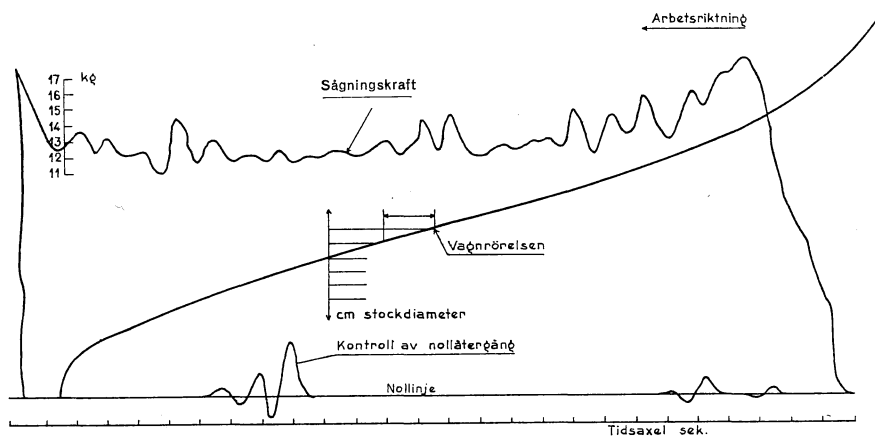


Fig. 4. Diagram erhållet i försöksanordningen för hela kedjor.
Diagram of part of the apparatus in the experiment with whole chains.

migt snitt erhålles. Man kan även låta ömsom spetsen ömsom fästet mata snabbare — saxning — varvid små solfjäderformade snitt erhålles med centrum ömsevis från och mot sågföraren. Någon principiell skillnad i kedjans funktion uppstår dock ej genom dessa olika sågmetoder. De utgöra båda en strävan att minska antalet tänder i samtidigt ingrepp genom nedbringande av snittets längd.

Försöksanordning för prov med enstaka tänder i pendelapparat

Metoden att undersöka sågtänder i pendelapparat har blivit en allmänt använd metod. Det ansågs lämpligt att komplettera undersökningen av sågkedjor med en pendelundersökning av kedjetänder. Vid dessa undersökningar kom Svenska Träforskningsinstitutets pendel till användning. För fullständighetens skull lämnas här en kort beskrivning av denna pendel och dess funktion.

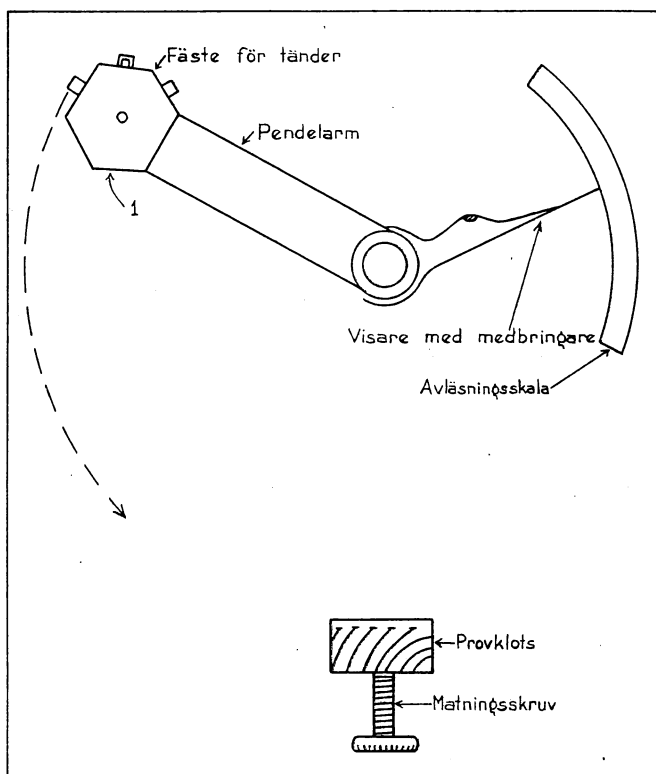


Fig. 5. Pendelanordning för försök med enstaka sågtänder.
Pendulum method in experiments with separate sawing teeth.

I princip visas anordningen i fig. 5, där pendeln ses i sitt utgångsläge. De tänder, som skola undersökas, monteras i plattan 1, som följer pendeln, då den svänger.

Vid varje svängning ritsar tanden ett spån ur en provklots. Det arbete, som härvid utföres, bromsar pendeln, så att den svänger upp något mindre än vid fri svängning. Vändpunktens lägedifferens ger på så sätt ett mått på det utförda arbetet. Plattan 1 är vridbar och kan förses med olika tänder, som framvridas i tur och ordning så att det arbete, som en komplett såg utför, så noga som möjligt efterbildas. För virkets frammatning användes ett matningsbord med tre skruvar. Matningens storlek avläses på en indikatorlocka.

Det föreligger en principiell skillnad mellan pendelns och sågkedjans arbetsätt. Vid kedjan matar man med en viss kraft, som ger ett spån av varierande tjocklek beroende på fiberriktning, träets hårdhet etc. Vid pendelförsöken däremot ställer man in för en viss bestämd spåntjocklek och erhåller ej någon uppfattning om den matningskraft, som erfordras för erhållande av det inställda arbetsdjupet.

Undersökningens uppläggning

De faktorer, som bedömdes vara av betydelse för skärförloppet hos en sågkedja, voro i främsta rummet kedjehastigheten och matningen. För att om möjligt finna en förbättrad kedja undersöktes även inverkan av tanddelning och tandutformning. På grund av vissa under försöken gjorda erfarenheter klarlades även betydelsen av sågsvärdets utformning.

Ovan nämnda faktorer ha undersökts enligt följande sammanställning.

I. Undersökning av sågarbetet ur principiell synpunkt

Kedjehastighetens inverkan vid konstant matningskraft

- a. på sågningskraften och effektbehovet
- b. på kaptiden och energiförbrukningen

Matningskraftens inverkan vid konstant kedjehastighet

- a. på sågningskraften och effektbehovet
- b. på kaptiden och energiförbrukningen

II. Undersökning av några speciella tekniska faktorer av betydelse för sågningsarbetet

- A. I kedjan ingående tandtypers betydelse för sågningsarbetet
- B. Kedjetändernas skärvinklar och deras betydelse för sågningsarbetet
- C. Svärdets utformning

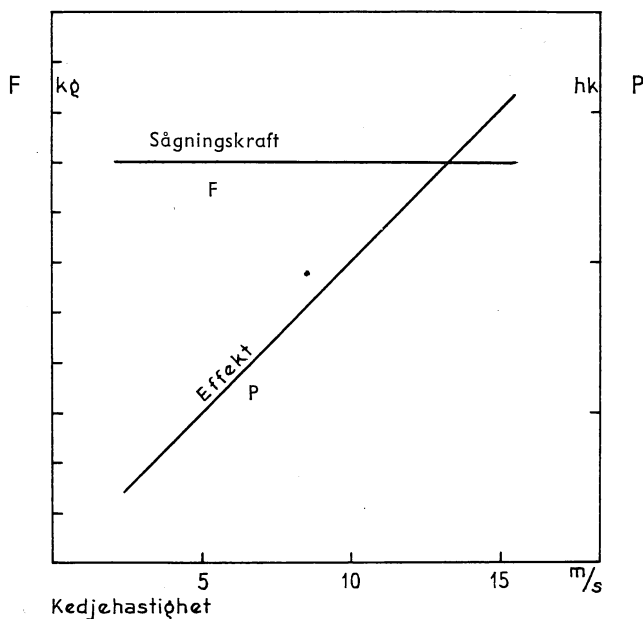


Fig. 6. Sågningskraften F är i huvudsak oberoende av kedjeastigheten och därav följer att effektbehovet ökar i samma proportion som kedjeastigheten.

Cutting force F is mainly independant of the chain speed and it follows that the effect increases in direct proportion to the speed of the chain.

Definition av förekommande storheter och beteckningar

T = tiden i sek. för kapning av en stock,

v = kedjeastigheten i m/s.

F = sågningskraften i kg^1 .

P = sågningseffekten i hk.

W = sågningsenergin i kgm.

M = matningskraften i kg^1 .

m = matning per tand = specifik matning i mm.

I. Undersökning av sågarbetet ur principiell synpunkt

Undersökningen har utförts genom att trissor sågats av stockar om 220—260 mm \varnothing . Därvid ha kedjeastighet och matningskraft noterats och sågningskraft och tidsåtgång upptagits i diagramform. Som tidigare framhållits äro dessa 4 storheter tillräckliga för en allsidig analys av sågarbetet. Vid varje försök ha dessutom noterats stockdiameter, träslag,

¹ På grund av den rådande oenigheten i fråga om kraftstorhetens beteckning används här den äldre men allmänna beteckningen kg i stället för kgf eller kp.

antal tandtyper i kedjan, tanddelning (gällande likbelägna tänder av samma slag) svärdtyp och om virket varit fruset eller ofruset. De olika faktorerna och deras betydelse belysas i det följande var för sig. Sammanlagt ha 272 försök utförts. Resultaten redovisas i tabellform i bilaga 3.

Kedje-hastighetens inverkan

a. Kedje-hastighetens inverkan på sågningskraften och effektbehovet vid konstant matningskraft

Vid träbearbetningsmaskiner inom industri och hantverk användas skärhastigheter på 30—60 m/s. Det vore därför tänkbart att en högre hastighet hos sågkedjor än den normalt brukliga, 4—5 m/s, kunde ge förmånligare resultat.

Enligt de utförda försöken, som omspanna hastighetsområdet 2—20 m/s med tyngdpunkten på hastigheter mellan 6—14 m/s, är sågmotståndet ganska oberoende av kedje-hastigheten. Resultaten ha inlagts i diagramform i fig. 6. Vid glestandade kedjor har dock ett minimum i sågmotstånd kunnat iakttagas vid ca 12 m/s.

Effektbehovet ($P = \frac{v \cdot F}{75}$) står — då motståndet är konstant — i direkt

proportion till kedje-hastigheten, så att en fördubblad kedje-hastighet fordrar dubbel effekt.

Erfarenheterna från 4 hk motorsågar visa att dessa måste hanteras väl och hållas i bästa trim för att tillfredsställande kaptid (30—50 sek. per 10" stockdiameter), skall uppnås. Det är en förbluffande liten del av dessa 4 hk som i själva verket erfordras för själva sågningen. Vid en standardkedja (deln. 63) med hastigheten 6 m/s kapas en 10" stock på 40 sek. varvid effektbehovet endast är 1 hk. En glestandad kedja utför samma kapning på 20 sekunder.

b. Kedje-hastighetens inverkan på kaptid och energiförbrukning vid konstant matningskraft

De utförda försöken visa, enligt diagrammet i fig. 7, att kaptiden ungefärligen står i omvänd proportion till hastigheten. ($T = \frac{1}{v} \cdot k$). En fördubbling av kedje-hastigheten medför alltså en halvering av kaptiden. Detta skulle givetvis inbjuda till användande av hög kedje-hastighet, om ej det därvid fördubblade effektbehovet starkt begränsade denna utväg. Även hållfasthets- och lag-

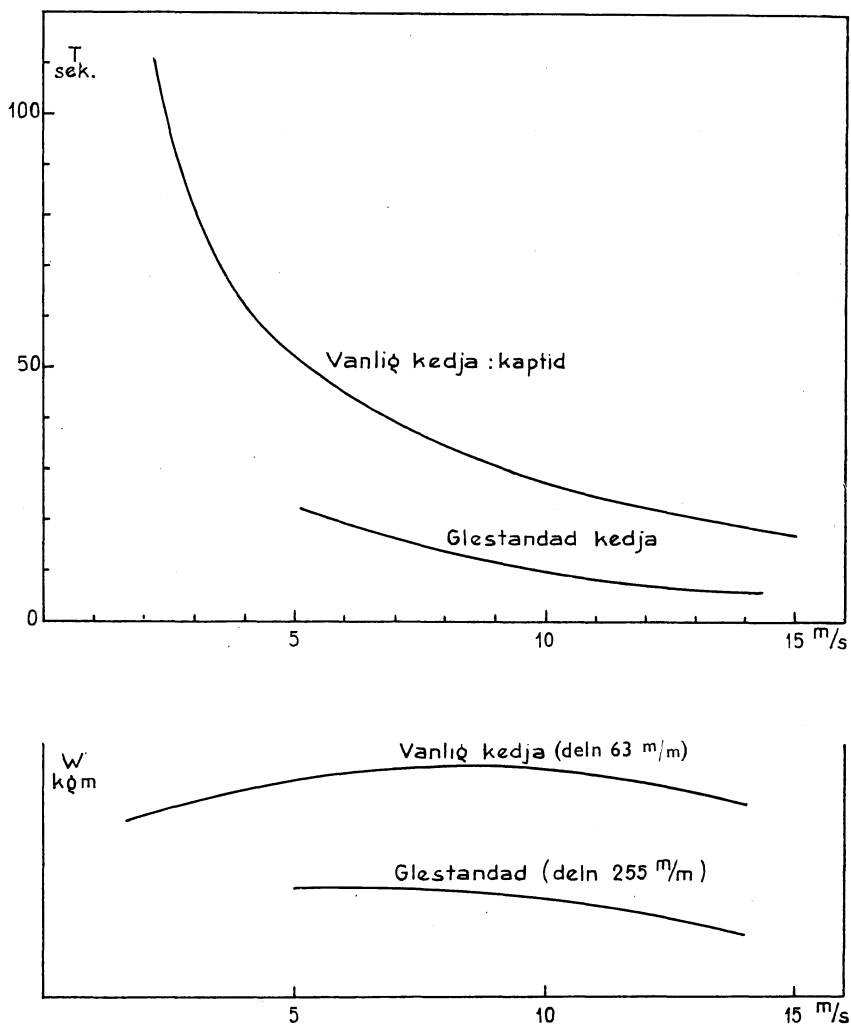


Fig. 7. Kaptiden T för en stock av 10" diameter vid olika kedjehastighet (överst). Energiförbrukningen W som funktion av kedjehastigheten.

Cutting time T for a block of 10" diameter with different chain speeds (upper). Energy consumption W as a function of the chain speed.

ringstekniska skäl tala mot denna lösning. Lämpligt hastighetsområde förefaller vara 7—10 m/s.

Av det sagda följer att energiförbrukningen ($W = F \cdot v \cdot T \cdot k$) för en viss kapning endast i obetydlig utsträckning påverkas av kedjehastigheten. Om hastigheten v stiger så sjunker kaptiden T , varför energiförbrukningen W blir konstant.

Matningskraftens inverkan

a. Matningskraftens inverkan på sågningskraft och effektbehov vid konstant kedjehastighet

Som man kunde vänta sig, erhålles större motstånd vid ökad matningskraft. Enligt vad som framgår av diagrammet i fig. 8 föreligger praktiskt taget direkt proportionalitet. Sågningskraften (F) erhålles ur matningskraften M genom att multiplicera med en konstant ($k = \text{ca } 1,2$), vars storlek beror dels på verkets motståndskraft, dels på kedjans utformning. Då effekten vid viss kedjehastighet är lika med sågningskraften gånger en konstant gäller även att effekten i huvudsak är direkt proportionell mot matningskraften.

b. Matningskraftens inverkan på kaptid och energiförbrukning

Då kaptiden T analyserades som funktion av kedjehastigheten v visade det sig, som förut nämnts, att en i det närmaste omvänd proportionalitet föreligger mellan dessa storheter. Det skulle ligga nära till hands, att vänta sig samma förhållande mellan kaptid och matningskraft, vilket dock ej är fallet. Som fig. 9 visar kan en halvering av kaptiden erhållas genom en ökning av matningskraften med blott ca 40 %. Denna disproportion medför att man på ett enkelt sätt kan nedbringa energiförbrukningen (W) per ytenhet kapningsarea räknat. Även detta framgår av fig. 9, där energiförbrukningen W står som funktion av matningskraften M . Av kurvan kan man utläsa, att låga värden på M ge oändligt höga W -värden. Detta fall svarar mot att en sågtand utövar friktion mot verket så att ett motstånd F uppstår utan att något spån erhålles. Ju mera M ökar desto lägre blir emellertid W .

Nu finner man snart, om man närmare analyserar begreppet matningskraft, att detta ej är något i sig själv entydigt begrepp. Det är nämligen ej i främsta

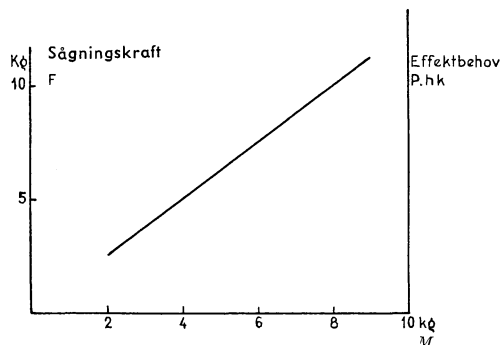


Fig. 8. Matningskraften M står i direkt relation till sågmotstånd och effektbehov.
The feeding force M is in a direct relationship to the saw resistance and power consumption.

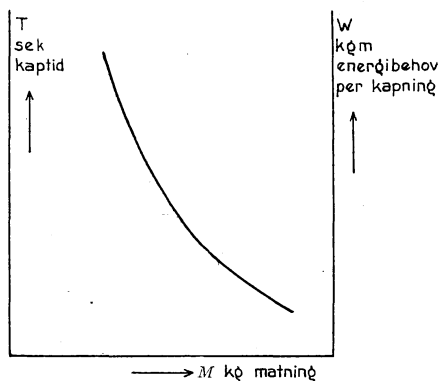


Fig. 9. Om matningskraften M ökar så sjunker både tidsåtgången T energiförbrukningen W .

If the feeding force M increases, then both time consumption T and energy consumption W decrease.

rummet den kraft, varmed sågen trycks mot trädet, som är betydelsefull för sågarbetet, utan den kraft, varmed varje enskild tand hos kedjan trycks mot virket. För att erhålla ökad matning är man därför ej enbart hänvisad till att trycka hårdare, utan man kan helt enkelt *minska det antal tänder*, som på en gång är i ingrepp, och därmed öka trycket på varje enskild tand. De utförda försöken visa, att man härvid kan gå mycket långt, varvid stor energi-

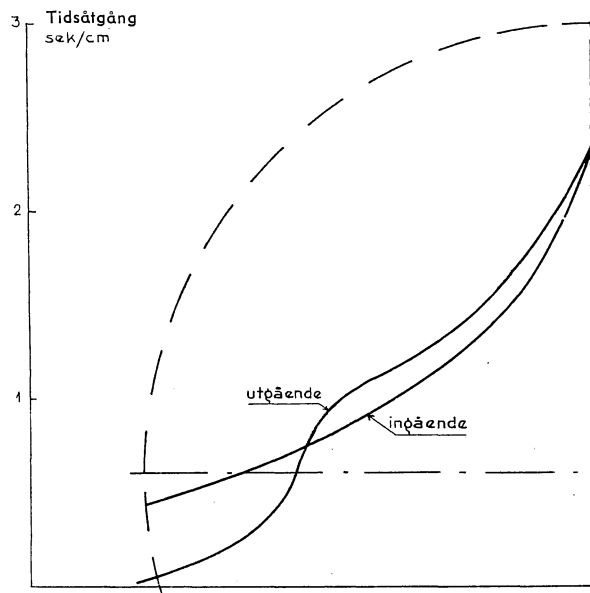


Fig. 10. Tidsåtgång per cm matning vid kaping av gran \varnothing 24 cm.

Variations in the speed of cutting for cutting of spruce of diameter 24 cm.

besparing kan uppnås. Med en tanddelning hos kedjan på 255 mm har på en 10" stock energiförbrukningen (kaptiden) uppmätts till blott 45 % av värdet hos en tätstandad standardkedja. Härvid äro endast tre tänder — två rivtänder och en hyveltand — samtidigt i ingrepp när centrum genomsågas.

Användningen av glestandade kedjor kan möjligen stöta på praktiska svårigheter, då en sådan kedja kan tänkas mer benägen att hugga. Några svårigheter av detta slag ha emellertid ej iakttagits under försöken. Lättheten att fila en kedja med så få tänder är givetvis en stor fördel. Det är vidare möjligt att ägna större omsorg och bättre material åt tänderna utan att kedjan blir för dyr.

Vid analys av de diagram, som erhöles för standardkedjorna, visade det sig, att tidsåtgången per cm matning och därmed matningshastigheten varierar mycket starkt under sågförloppet. Tidsåtgången per cm mitt emellan periferien och centrum understeg 1 sek., medan den vid centrum kunde stiga till över 3 sek. (= 300 %) trots att virkestjockleken stigit med blott ca 12 % (se fig. 10). För att ytterligare belysa denna starka variation uträknades energiförbrukningen per dm^2 tvärsnittsytta under kapförloppet. En dm^2 nära centrum borde rimligen ej vara mycket mera energikrävande än en dm^2 nära periferien. Det visade sig emellertid, att de perifera delarna kunde kapas med en energiförbrukning av 200—300 kgm/dm^2 , medan en dm^2 vid centrum fordrade ca

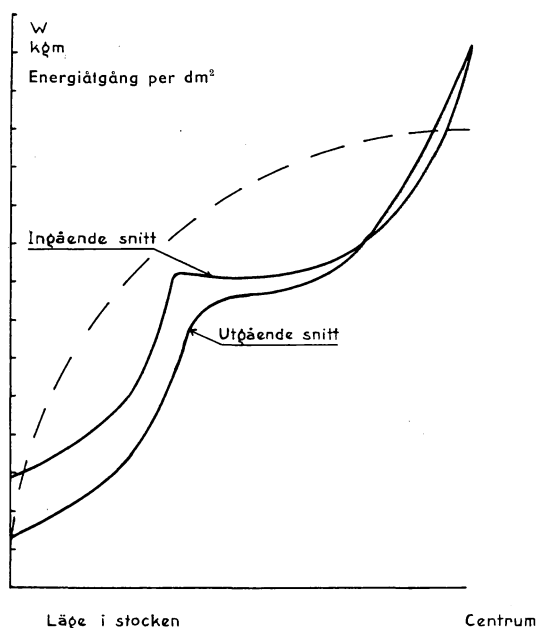


Fig. 11. Energiåtgång per dm^2 kapad area i olika lägen av stocken (gran \varnothing 24 cm).
Energy consumption per dm^2 of cut area at different levels in the log (spruce diameter 24 cm).

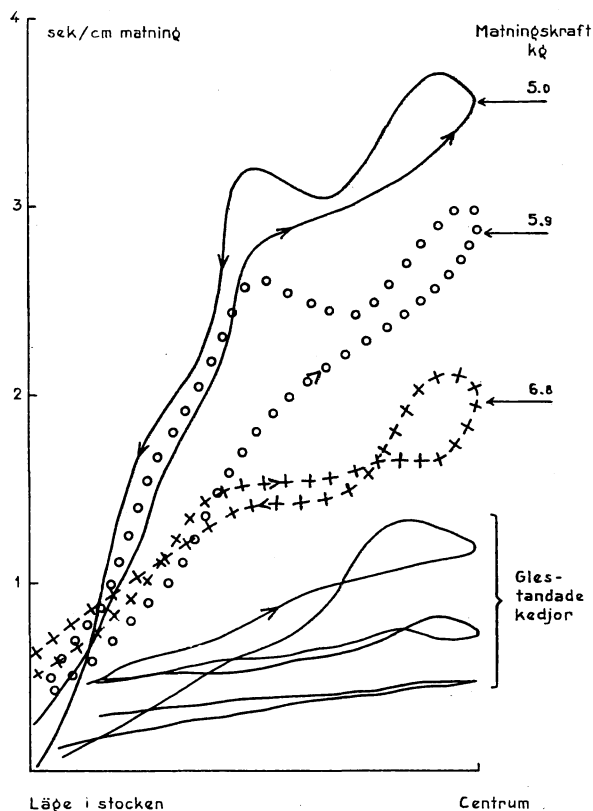


Fig. 12. Matningstidens variation beroende på matningskraft och tandtätthet.
Variation in the rate of feeding depending on feeding power and tooth frequency.

1 000 kgm (se fig. 11). Det är tydligt att den specifika tandmatningen är av stor betydelse för denna differens. Genom en serie försök med ökad matningskraft visade det sig också, att en ökning av matningskraften med 35 % hos en vanlig kedja minskade tidsåtgången och därmed energiförbrukningen med 43 %. Vid de glestandade kedjorna har energiåtgången vid centrum gått ned till ca 300 kgm/dm² mot ca 1 000 kgm/dm² vid normal kedja. Se fig. 12.

Av dessa siffror framgår att man i specifika matningen erhållit förklaring på en stor del av förlusterna i centumpartierna.

Vid pendelförsöken har det också visat sig, att man kan erhålla ganska betydande motstånd utan att utföra något skärbete alls (matningsdjup = 0). Förlusten i eggens friktionsyta är i huvudsak oberoende av spåntjockleken. Den effektivaste metoden att nedbringa denna friktionsförlust är därför att skära tjocka spånor så att förlustens *relativa* värde nedgår.

Detta förhållande att skärbetets ekonomi är väsentligt bättre vid stor än vid liten matning har tidigare observerats inom såväl metall- som

träbearbetning. Så har t. ex. THUNELL i Holztagung (Österreichische Gesellschaft für Holzforschung) 1949 redovisat över 40 % minskad energiåtgång genom fördubbling av matningen. Han har vid hyvling funnit en linjär funktion för energiförbrukningens minskning vid ökad matning. Vid cirkelsågar har LINDNER (Allgemeine Holzrundschau, mars 1950) påvisat att väsentliga fördelar erhållas om tandantalet hos en sågklinga nedbringas från t. ex. 100 till 16 tänder.

II. Undersökning av några speciella tekniska faktorer av betydelse för sågningsarbetet

A. I kedjan ingående tandtypers betydelse för sågningsarbetet

De kedjor som förekommo, då denna undersökning påbörjades, hade som regel 3 slags tänder, nämligen rivtänder (höger och vänster), skrapptänder (höger och vänster) samt centralt placerade hyveltänder.

Försöken i pendelapparat visa att skrapptänderna utföra en del av den funktion, som normalt tillkommer hyveltanden. Vid övergång från 5-tandad till 3-tandad kedja ökas därför hyveltandens arbete, medan rivtandens arbete ej påverkas. Därvid komma hyveltänderna att få huvudparten av sågarbetet i stället för rivtänderna.

Försök ha utförts med rivtänderna anordnade parvis. Detta medför dock att spånen kilas fast, varigenom motståndet kraftigt ökas. I övrigt synes den inbördes grupperingen av tänderna vara betydelselös blott tillräckligt avstånd mellan likabelägna tänder föreligger.

B. Kedjetändernas skärvinklar och deras betydelse för sågningsarbetet

De modifikationer i tändernas utformning, som undersökts, begränsa sig till rivtänderna. Därvid ha såväl framfasvinkelns och framkantvinkelns storlek som bakfasvinkelns storlek undersökts. De olika vinklarna och deras benämning framgår av fig. 13.

Framkantvinkeln

Genom försök med olika framkantvinklar, har det blivit fullt klarlagt, att man blir hänvisad till en framkantvinkel av 90° eller nära 90° . Större framkantvinkel (påstållighet) medför, att sågen arbetar in sig själv, utan att man behöver trycka så hårt. Denna utformning förödras av många sågförare, då den underlättar matningen. Tendensen att hugga fast ökar emellertid, och detta är särskilt fallet vid glestandad kedja. Någon inverkan på energiförbrukningen har ej kunnat iakttagas. Även mycket små framkantvinklar ha studerats — dels för sig, dels i kombination med skärpta front- och rygg-

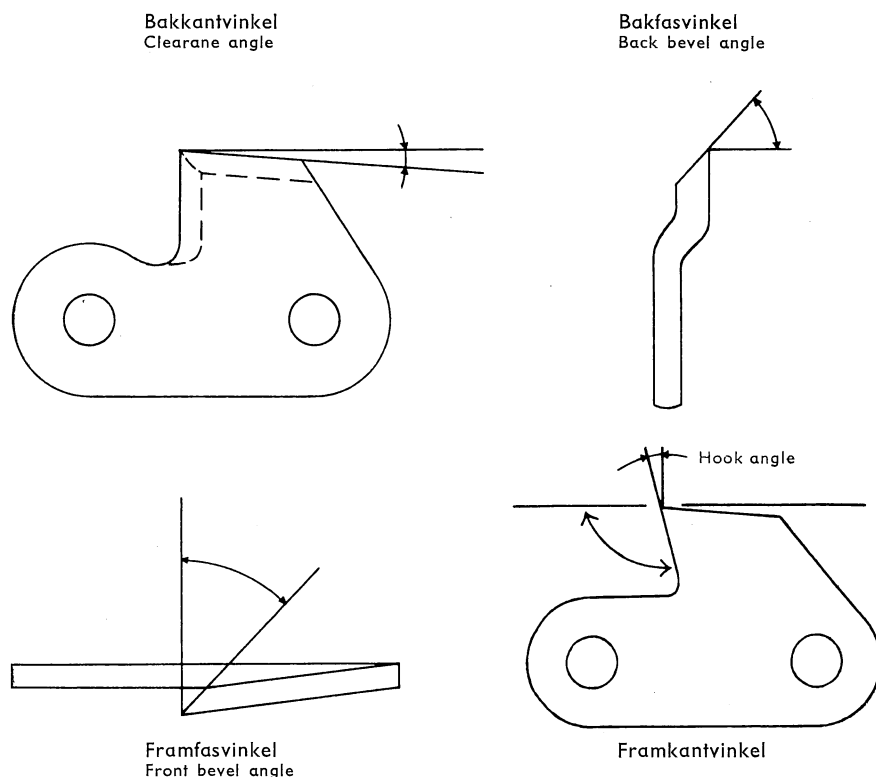


Fig. 13. Skärvinklarna och deras benämning.
Cutting angles and their terminology.

fasvinklar — men några fördelar synas knappast kunna erhållas genom denna utformning. Sågningskraften blir visserligen låg, även om man matar hårt, men tidsåtgången per kapning blir hög (spåntjockleken sjunker). Skärbetet uppvisar i och för sig hög verkningsgrad, men möjligheterna att uppnå tillräcklig matningshastighet (= låg kaptid T) synas vara mycket små.

Framfasvinkeln och bakfasvinkeln

Enligt de utförda proven medför en ökning av *enbart* framfasvinkeln eller *enbart* bakfasvinkeln ej några förbättringar. En markant förbättring inträder emellertid, om *båda* vinklarna ökas. Förbättringen blir större ju större vinkel man använder. Då hållfasthetstekniska skäl ej medge hur tunn egg som helst, får man nöja sig med en ökning av framfasvinkeln och bakfasvinkeln från det vanliga värdet ca 25° till ca 50° . Enligt försök med hela kedjor nedbringas skärmotståndet härigenom med dryga 20 % (enligt pendelförsöken med ca 50 %).

Ett fåtal försök ha utförts även med en s. k. skoveltandad kedja. Dessa ha givit vid handen, att denna fordrar över 50 % högre energi än en bra glestandad kedja. Det är ju också naturligt, att en tand, som uteslutande **skär** bort spånen och ej utnyttjar möjligheten till att **spräcka** mellan två snitt, måste fordra ganska hög kraftinsats. Snittytan blir ju också relativt stor och spåntjockleken kan — i synnerhet vid sidorna — aldrig uppnå tillräckligt stora värden för att ej friktionsmotståndet skall utgöra en alltför stor del av tandens totala motstånd. Vid hårdare och mer svårspäckat virke kan förhållandet eventuellt bli annorlunda.

C. Svärdets utförande

Genom inkoppling av en wattmätare av skrivande typ på motorn i kedje-provningsmaskinen ha ett antal skärkraftsdiagram upptagits även med denna mätanordning och jämförts med de diagram, som samtidigt erhöles på prov-apparatens vals. Skillnaden mellan dessa mätmetoder är den, att den mekaniska apparatens diagram uteslutande avser arbetet i sågsnittet, medan wattmätaren även tar upp förlusterna i transmissionen och svärdet. Det visade sig härvid, att man kunde erhålla mycket god överensstämmelse mellan de olika diagrammen, vilket bestyrker de erhållna resultatens riktighet. Förutsättningen för detta var dock, att svärdet smordes rikligt under hela sågningen. Om svärdet endast smordes före sågningen, kunde maskinens tomgångsmotstånd på grund av friktionen i löpbanan stiga till ej mindre än 40 % av hela det vid ett väl-smort svärd erhållna värdet på skärkraft + friktion i löpbanorna.

Denna iakttagelse ledde till att ett svärd konstruerades, där löpbanorna helt eliminerades. Detta svärd består helt enkelt av en stång, som i sin ände uppbär en kullagrad spetstrissa, över vilken kedjan löper. Härigenom kommer kedjan att hänga fritt mellan drivtrissan och spetstrissan. (Vid stor svärdlängd kan även en mellantrissa erfordras.)

Denna anordning har visat sig ha flera betydande fördelar. Motståndet minskar, och behovet av smörjning under sågning bortfaller, varjämte ett mycket jämnt och behagligt arbete utan tendens till hugg erhålles. Om man — vilket ej är ovanligt — råkar börja såga snett, så kan man lätt vrida svärdet något, så att sågen skär rätt. Även tendensen till att klämma har enligt de utförda försöken väsentligt minskat vid det nya svärdet med lös kedja. En ytterligare fördel är att svärdet blir betydligt lättare.

Den ömtåliga punkten är givetvis spetstrissan, varför denna måste utföras med största omsorg. En konstruktion har utarbetats där spetstrissan försetts med en central smörjmedelsbehållare *a* och ett kullager så anordnat, att smörjmedlet ej kastas bort genom centrifugalkraften (se fig. 14).

Till denna undersökning fogas in extenso rapporterna från SKOGLUNDS och SÖDERLUNDS tidigare nämnda försök med sågtänder i pendelapparat. (Bilagor 1 och 2.)

SKOGLUNDS undersökning bestyrker de vid försöken med hel kedja gjorda erfarenheterna, att skärkraften i huvudsak är oberoende av kedjehastigheten och utgör en i det närmaste linjär funktion av spåntjockleken.

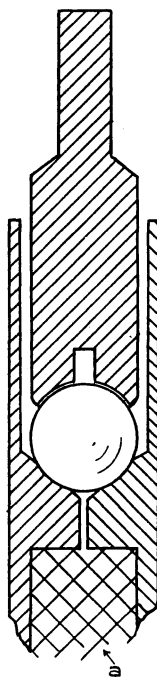


Fig. 14. Spetstrissa typ SFI.
Pulley wheel type SFI.

SÖDERLUNDS undersökning avsåg i första rummet att fastställa olika bak- och framfasvinklars inverkan på skärkraften. Resultaten visa, att större vinklar äro att föredraga, vilket även bekräftades genom försök med hela kedjor.

Till god ledning för förståelsen av de förluster, som uppstå vid alltför små tandvinklar, äro de fotografier, som tagits av sågsnitt erhållna i pendelapparat med 25° bak- och framfasvinkel (standardvinklar) i jämförelse med sågsnitt från sågning med 50° topp- och frontfasvinkel. I det förra fallet sker i stor utsträckning en avslitning av fibrerna, vilket ger till resultat en såggyta, som är full av hål efter uttryckta fiberknippen och av utstickande tussar.

Denna sågmetod kan ej vara riktig och ekonomisk. Med 50° fasvinklar erhålles ett renare snitt.

Resultaten från proven med hela kedjor ha sammanförts i tabellform. (Bilaga 3.)

De vid ovanstående undersökningar gjorda rören ha resulterat i en kedjekonstruktion benämnd sågkedja typ SFI. Kedjans data följa här nedan.

Sågkedja typ SFI

Rivtänder

Framkantvinkel	90°
Bakkantvinkel	10°
Framfasvinkel	50°
Bakfasvinkel	50°

Hyvlingständer

Framkantvinkel	102°
Bakkantvinkel	12°
Framfasvinkel	0°
Bakfasvinkel	0°

Tanddelning

Mellan likbelägna tänder bör avståndet vara 150—200 m/m.

Gruppering

Likgiltig. Vid frihängande kedja ge täta grupper det vackraste snittet.

Hastighet

Beroende på tillgänglig effekt köres kedjan med 7—10 m/s kedjehastighet.

Anförd litteratur

- THUNELL, B., 1949. Neuere Ergebnisse der Holztechnologischen Forschung in Schweden. — Holztagung, Österreichische Gesellschaft für Holzforschung, Schriftenreihe Heft 2 (1950).
 LINDNER, J., 1950. Rückschlagsichere Kreissägeblätter (RS-sägen). — Allgemeine Holzschau, März 1950.

The Power Saw Chain its Function and Construction

The present investigation was started in 1950 on the initiative of the then Professor of Science of Work, the Forest Research Institute of Sweden, GÖSTA LUTHMAN, whom I cordially thank for his valuable assistance throughout the investigations.

The Society for Värmland's Forest Work Studies (VSA) has shown interest and competently supported the research, and has supplied motor, sword and chains to complete the apparatus for the investigation. For this I wish to convey my thanks to VSA, and especially to Forest Officer E. NYLIN and Engineer S. GRANKVIST. Through the kind cooperation of the Wood Technology Department of the Swedish Forest Products Research Laboratory, whose experience, premises and equipment were placed at my disposal, I would like to express my thanks to the Head of the Department Ass. Prof. B. THUNELL, and to Research Officer C. SKOGLUND and his assistant Engineer S. SÖDERLUND.

For their very competent work and interest in the critical examination of my manuscript I wish to convey my best thanks to Ass. Prof. B. THUNELL and to Research Officer TORSTEN ENGLESSON.

Experimentalfältet, April 1952.

IVAN TROËNG

Introduction

The purpose of the investigation was primarily to measure the cutting ability and the power consumption of the saw chain with varying speed and stress, and secondly to elucidate certain other factors which might also be considered of importance in cutting.

With a power saw it is of the utmost importance that the machine's total weight is the lowest possible, while at the same time giving a rapid cutting. The construction of the saw chain is therefore of critical importance to the operational economy of the power saw. Also, it would probably be impossible to estimate the potentialities of a power saw without knowledge of the power needed by the chain.

The investigation was therefore concerned in determining, partly how great an effect a normal standard chain requires under different working conditions, and partly the possibility of constructing chains with a high rate of cutting together with a low consumption of energy.

The chain of a motor saw consists of a number of mainly flat links, usually of three different types. The links are constructed in such a manner that they also constitute sawing teeth. The types are called "cutting teeth", (right and left), "scraping teeth" (right and left) and "chipper teeth". See fig. 1. The chain is endless and is usually mounted on a railed bar, called "the sword". Near the end of the sword connected to the saw is a cog-wheel. This cog-wheel drives the chain. The outer end of the sword may be broad and rounded, and have a rail around the end. Or else it may, on the other hand, have a pulley-wheel for the chain, "the end wheel".

A motor saw in function is shown in fig. 2. When the operator presses the sword against the tree this will result in a feed-force M . The force of the motor will cut the fibers in the wood and detach them, overcoming the friction in the kerf. These forces along the sword are called the "cutting-force" F .

This force will attempt to thrust the saw in the direction of the sword; this is why it is necessary to support the saw against the tree.

Experimental method and equipment for tests with chains

No investigations of saw chaine have been made hitherto. In view of this, my first problem was to find a suitable method of investigation based on the principal function of the power saw. I found the following quantities important to the saw's function: —

the speed of the chain,
the cutting force,
the speed of the feeding,
the feeding force.

If, in a given test, the value of these quantities is known, it is easy to calculate the power required, in the following way: —

$$\frac{\text{speed of the chain} \times \text{cutting force}}{75} = \text{power.}$$

The cutting time of a given test may be known by dividing:—

$$\frac{\text{diameter of the block}}{\text{speed of feeding}} = \text{cutting time.}$$

Energy consumption in a given test is to be calculated as follows: —

$$\text{speed of the chain} \times \text{cutting force} \times \text{cutting time} = \text{energy consumption.}$$

To achieve the purpose of this investigation it would be obviously enough to study the speed and the cutting force of the chain, and the speed and the force of the feed, under varying circumstances.

The following circumstances seemed to be of importance:

the diameter of the log,
the construction of the chain,
the construction of the sword,
whether the log is frozen or not.

In order to follow the chain's ordinary manner of cutting, I chose my equipment on the basis of the following principle: a log should be fed with an adjustable feed force against a chain-saw running on a sword with an adjustable speed. In such a test the feed force and the speed of the chain are previously fixed; the cutting force and the speed of feeding are to be measured during the test. This can very well be done with the aid of a diagram, thanks to which it should be possible to study variations during the cut.

Following these principles I constructed equipment shown in fig. 3.

In wooden stand, in which an electric motor, which by means of a V-rope drive transmission drives a saw chain, is suspended a sprung parallelogram. This is so arranged that the sword, as it saws, can move up and down according to the resistance F , caused by the saw in operation. The result is drawn on a sheet of paper by a pen attached to the parallelogram by an arm extension. The paper

is fixed on to a cylinder driven by an electric gramophone mechanism. Calibration of the resistance F is made with a decimal scale suspended over and across the sword. The number of revolutions in the motor, and the corresponding speed of the chains V is regulated partly by the abovementioned V-rope drive transmission, and partly by connection of the motor to a period transformer, which can be regulated to between 25 and 60 periods.

On the stand there are a pair of rails supporting a small truck, on to which is fastened the log from which the cutting test is to be made. The feeding force M , with which the block is pressed against the sword, is determined by weight. A pen on the above-mentioned diagram roller has a wire connection to the truck, so that it writes the position of the log continuously during the sawing. By correlating the rate of rotation of the cylinder and the position of the log can the continual rate of cutting be measured on the diagram. In such a way are ascertained the continuous rate of the chain V , the saw resistance F , and the rate of feeding M . From these values the power demand and energy consumption can then be estimated. A sample that was obtained is shown in fig. 4.

The pendulum Apparatus used for the tests with single teeth

The method of testing teeth in a pendulum apparatus is now a common investigational method. The pendulum apparatus used belongs to the Wood Technology Department of the Swedish Forest Products Research Laboratory. For the sake of completeness I will briefly describe the pendulum and its function.

The pendulum is shown in fig. 5, where the pendulum is seen in the starting position. The teeth to be investigated are mounted on plate 1, which swings with the pendulum.

With each swing the tooth cuts a chip out of a test block. This action, as carried out here, brakes the pendulum, so that it swings up somewhat less than in a free swing. In this way the distance between the turning points gives a measure of the work accomplished. Plate 1 is revolvable and can be furnished with different teeth, which are twisted round in turn and in order, so that the work executed by a complete saw is reproduced as nearly as possible. For feeding of the wood a feeding table with three screws is used. The size of the feed is read off an indicator clock.

It is a fundamental difference between the method of working of the pendulum and the saw chain. The saw chain is fed with a known force which gives a chip of varying thickness, depending on the direction of the fibre, hardness of the wood etc. In the pendulum experiment, however, a certain known chip thickness is used, but no information is obtained as to the feeding force which is required for obtaining the adjusted depth of work.

Scheme of the investigation

Those factors which were considered to be of importance in the process of cutting with a chain saw, were, in the first place, chain speed and feeding. In order, if possible, to obtain an improved chain, the influence of pitch and shape of teeth were also investigated. As a result of certain experiences met with during the experiment, the importance of the function of the sword has also been elucidated.

The above-named factors have been investigated according to the following scheme:

I. Fundamental investigation of the sawing

Influence of chain speed by constant feeding force

- a. on cutting forces and power demand
- b. on cutting time and energy consumption

Influence of feeding forces (pitch of teeth) by constant chain speed

- a. on cutting forces and power demand
- b. on cutting time and energy consumption

II. Investigation of some special technical factors of importance in cutting

- A. *The importance of type of tooth in the chain*
- B. *The cutting angles of the chain teeth*
- C. *The construction of the sword*

Definitions of symbols:

- T = Cutting time in seconds
 v = Chain speed in m/s (metres per second)
 F = Cutting force in kg
 P = Effect in hp
 W = Energy in kgm
 M = Feeding in kg
 m = Feeding per tooth in mm

I. Fundamental investigation of the sawing

The investigation was made by cutting logs of a \varnothing of 220—260 mm. Chain speed and feeding force were observed and the cutting forces and the cutting time were drawn up on diagrams. As mentioned, these four quantities are enough to give a full view of the cutting process. In every test also it is important to know the diameter of the log, the kind of wood, number of tooth types, pitch, type of sword and whether the wood was frozen or not. The factors mentioned and their importance will now be discussed. The number of tests is 272 and the results are tabulated in the table in appendix 3.

Influence of chain speed

a. Influence of chain speed on cutting forces and power demand by constant feeding force

For wood working machinery in the industry and trade a cutting rate of 30—60 m/s is used. It is, therefore, possible that with the saw chain, a higher rate than is normally used, 4—5 m/s, might give favourable results.

According to the present experiments, in which the range of speed covers 2—20 m/s with most of the tests at speeds between 6—14 m/s, the saw resistance is relatively independent of the speed of the chain. With few-toothed chains a minimum could then be observed at approximately 12 m/s. The results are given in diagrammatic form in fig. 6.

The required effect ($P = \frac{v \cdot F}{75}$) is — when the resistance is constant — in

direct proportion to the rate of the chain, so that a double chain rate requires a double effect. From practical experience with 4 hp motor saws we know that it is necessary to keep the saw in a very good condition, if one wants to obtain a sufficiently rapid cutting (30—50 seconds/10" diameter of the block). It is a striking fact that only a small part of these 4 hp are required for the actual cutting work. The effect of only 1 hp is sufficient to cut a log of 10" in 40 sec. with a chain speed of 6 m/s and a pitch of 63 mm. With greater pitch the cutting time may decrease to 20 sec.

b. Influence of chain speed on cutting time and energy consumption by constant feeding force

The present experiments show, as in the diagram in fig. 5, that the cutting time is in inverse proportion to the rate of the chain ($T = \frac{1}{v} \cdot k$). Thus, a doubling of the speed of the chain produces a halving of the cutting time. This would obviously tempt one to use a high chain speed if it did not thereby double the power consumption and hence greatly limit this as a solution. Other technical reasons also oppose this solution. A suitable speed appears to be between 7 and 10 m/s.

From this it follows that the energy consumption ($W = F \cdot v \cdot T \cdot k$) for a known cutting is influenced only negligibly by the chain speed. If the speed v increases, then the cutting time T is reduced, hence the energy consumption W remains constant.

Influence of feeding force

a. Influence of feeding force and pitch of teeth on cutting force and power demand

As one would expect, a greater resistance is obtained with increased feeding. According to the diagram in fig. 8 there is practically direct proportion between these factors. The saw resistance (F) is obtained from the feeding power M multiplied by a constant ($k = \text{approx. } 1.2$), the size of which depends partly on the resisting power of the wood, and partly on the construction of the chain. As the effect of a given chain speed is a function of the cutting force, it is clear that the effect is also practically directly proportional to the feeding force.

b. Influence of feeding force on cutting time and energy consumption

When the cutting time T was analysed as a function of the chain speed v , it appeared, as previously mentioned, that an almost inverse ratio occurs between these values. It would be reasonable to expect the same proportion between the cutting time and the feeding force, which is not, however, the case. As fig. 9 shows, a halving of the cutting time can be obtained by increasing the feeding force by only 40 %. This disproportion means that the energy consumption (W), estimated on the surface area to be cut, can be reduced quite simply. is also seen in fig. 9 in which the energy consumption W is shown as a function of the feeding force M . By reading from the curve it can be seen that a low value of M gives an unlimited value of W . This case corresponds to a saw tooth causing friction against the wood so that a force F is set up without making any chip. However the more M increases the lower W becomes.

It is soon realised, if the idea of feeding force is analysed further, that it is not in itself an univocal conception. That is to say, it is not, in the first place, the force with which the saw presses against the tree which is of importance in sawing,

but the force with which each individual tooth on the chain presses against the wood. In order to obtain forced feeding one is not only recommended to press harder, but one can quite simply *reduce the number of teeth* simultaneous in an incision, thereby increasing the pressure of each individual tooth. The experiment shows that one can go a long way towards saving a great deal of energy by this method. A chain with a pitch of tooth of 255 mm in operation on a 10" log, has an energy consumption, (cutting time) estimated as only 45 % of the value on a close-toothed standard chain. Here there are only three teeth — two cutting teeth and a chipper-tooth — at the same time in the incision.

The use of the few-toothed chain possibly meets with some practical difficulties as such a chain is thought more inclined to hack the wood. No difficulties of this kind, however, were met with during the experiment. The ease of filing a chain with so few teeth is, of course, a great asset, besides which it is possible to pay greater attention towards providing better material for the teeth without the chain becoming too expensive.

By analysing the diagrams of the standard chains it is apparent that the time needed for cutting the log (feeding rate) varies very markedly during the progress of the sawing. The time needed to cut a cm halfway between the periphery and the centre was less than 1 sec., whereas in the centre it could increase to more than 3 sec. (= 300 %), despite the thickness of the wood only increasing by about 12 % (see fig. 10). In order to explain further this great variation the energy consumption is calculated per dm² of the cross-section surface during the cutting process. A dm² near the centre might reasonably not consume much more energy than a dm² near the periphery. It appeared, however, that the peripheral regions could be cut with an energy consumption of 200–300 kgm/dm², while a dm² in the centre required approx. 1 000 kgm (see fig. 11). It is obvious that the specific tooth feed is of great importance in this difference. From an experimental serie with increased feeding force it was also shown that an increase of 35 % in the feeding force, with an ordinary chain, reduced the time consumption, and hence the energy consumption, by 43 %. With the few-toothed chains the energy consumption dropped to 300 kgm/dm² in the centre, as against 1,000 kgm/dm² with the normal chain. See fig. 12.

From these figures it is clearly from the feeding that an explanation of much of the loss in the central section is obtained.

With regards the pendulum experiment, it has also been shown that a considerable resistance can be obtained without any cutting being done at all (feeding depth = 0). The loss in friction of the edge is mostly independent of the thickness of the chip. The most effective method of reducing this loss of friction is therefore to cut thick chips so that the *relative* value of the loss is reduced.

The fact the cutting economi is much better at a high feed than at a low one has been observed earlier both in metal and in wood working. Thus THUNELL in Holztagung 1949 (Österreichische Gesellschaft für Holzforschung), has shown over 40 % lower energy consumption at doubled feed. For a cutter he found a linear correlation between the decrease in energy consumption and the increase in feed. For a circular saw LINDNER (Allgemeine Holzrundschau, March 1950) found an important decrease in energy consumption, when he diminished the number of teeth on a circular saw from, for instance, 100 teeth to 16 teeth.

II. Investigation of some special technical factors of importance in cutting

A. The importance of the type of tooth in the chain

The chains that were in use when this investigation was started, had as a rule three types of teeth, namely, cutting teeth (right and left), scraping teeth (right and left) and centrally placed chipper teeth.

Investigations of the pendulum apparatus show that the scraping teeth undertake a part of the function which is normally done by the chipper teeth. With the change-over from a 5-toothed to a 3-toothed chain the work of the chipper tooth is thereby increased, while that of the cutting tooth is unaffected. In this way the chipper teeth instead of the cutting teeth come to play the most important part in the cutting.

Experiments were carried out with the cutting teeth arranged in pairs. This, however, results in the chip being wedged tight causing the resistance to increase strongly. Otherwise it appears that the relative grouping of the teeth is unimportant as long as there is a suitable interval between similarly situated teeth.

B. The cutting angles of the chain teeth

Modifications in the tooth form, which was investigated, were limited to the cutting teeth. In these the front-bevel angle and the hook, as well as the back bevel angle have been investigated. The different angles and their terminology are shown in fig. 13.

The hook angle

From experiments with different hooks it is quite obvious that an angle of 0° or nearly 0° is recommendable. A positive hook (self-feeding) enables the saw to work by itself without undue exertion of pressure. This construction is preferred by many saw operators as it makes feeding easier. However, the tendency to hack increases and this is particularly the case with a few toothed chain. No influence on energy consumption was noticeable. A large negative hook has also been studied, partly for itself, and partly in combination with sharp front and back bevel angles, but apparently there are hardly any advantages obtainable with this combination. The resistance was certainly greatly reduced, even with hard feeding, but, at the same time, the time consumption per cut increased (the chip thickness was reduced). The cutting in itself shows a high degree of efficiency, but the possibilities of obtaining a suitable rate of feed (= low cutting time) seems to be very slight.

Front-bevel angle and top-bevel angle

According to the present investigations a sharpening of either *only* the front-bevel angle or *only* the top-bevel angle does not make any improvement. But a marked improvement results if *both* the angles are sharpened, and the sharper the angle the greater the improvement. When for technical reasons the edge cannot be made very thin, one must be satisfied with an increase in the front-bevel and back-bevel angles from the usual value of approximately 25° to approximately 50° . According to investigations with whole chains the cutting

resistance is reduced in this way by quite 20 % (according to the pendulum test by approximately 50 %).

The very few tests made by a so-called shovel-toothed chain indicated that this required 50 % more energy than a good few-toothed chain. It is also natural that a tooth that will exclusively cut away the chips without exploiting the possibility of braking between two cuts, must require a rather high power output. The cut surface is, moreover, relatively large, and the thickness of the chip can never — especially at the sides — reach sufficiently large values, because the friction resistance must comprise too large a part of the tooth's total resistance. With harder and more difficultly split wood, the situation might possibly be different.

C. The construction of the sword

By connecting an automatic drawing watt metre to the motor of the chain testing machine, a number of cutting power diagrams have also been made with this measuring device, and compared with the diagrams obtained simultaneously on the test apparatus cylinder. The difference between these methods of measuring is that the diagram of the mechanical apparatus exclusively records the work in the sawn section, whereas the watt metre also records the losses in transmission and in the sword. From this it appeared to be possible to obtain very good conformity between the different diagrams confirming the accuracy of the results obtained. The supposition for this was that the sword was thoroughly oiled throughout the whole sawing. If the saw was only oiled before the sawing, the machine's running resistance due to friction on the rails was able to rise to no less than 40 % of the total value obtained from cutting force + friction with a well oiled sword.

This observation led to a sword being constructed with complete elimination of the rails. This sword consists quite simply of a bar, which at one end supports a ball-bearing pulley wheel, over which the chain runs. By this means the chain comes to hang freely between the sprocket wheel and the pulley wheel (with a long sword another pulley wheel between might also be required).

This arrangement has shown several important advantages. The resistance is reduced, and the necessity of oiling during the sawing is dispensed with, besides which a very good, even job is done without there being any tendency to hack. If, and it is not unusual, one happens to begin to saw obliquely, the sword can easily be turned a little, so that it cuts properly. Also the tendency to squeeze has, in this experiment, been substantially reduced with the new sword with a slack chain. A further advantage is that the sword is considerably lighter.

The sensitive point is, of course, the pulley wheel, hence this must be treated with the greatest care. A construction has been made where the pulley wheel is provided with a central grease container, "a", and ball-bearings so arranged that the grease cannot be thrown out by centrifugal force (see fig. 14).

Appendices

Appended to this investigation are the reports in full from SKOGLUND's and SÖDERLUND's above-mentioned research on saw teeth in the pendulum apparatus (appendices 1 and 2).

SKOGLUND's investigation confirms the findings of these experiments with a complete chain in that the cutting power on the whole is independent of the speed of the chain and consists of an almost linear function of the chip thickness.

SÖDERLUND's investigation refers, in the first place, to standardising the influence of different top- and front-phase angles on the cutting power. Results show that acute angles are preferable, and this is also confirmed by experiments with whole chains.

As a useful guide to the understanding of the losses sustained with teeth, the angles of which are too obtuse, are photographs taken of sections cut with the pendulum apparatus with a 25° top- and front-phase angle (standard angles) in comparison with sections sawn with a 50° top- and front-phase angle. In the former case a splitting of the fibres results, to a large extent, in a surface pitted with holes due to wrenching out of the fibre bundles, and in protruding tufts. This method of sawing cannot be right or economical. With 50° teeth a cleaner cut is obtained.

The results from the tests with whole chains are specified in a table. Appendix 3.

The experiences obtained from the above investigations have resulted in the constructions of a chain known as saw chain type SFI. The attendant data of the chain are as follows:

Saw chain type SFI

Cutting teeth

Hook angle	0°
Clearance angle	10°
Front-phase angle	50°
Top-phase angle	50°

Chipping teeth

Hook angle	12°
Clearance angle	12°
Front-phase angle	0°
Top-phase angle	0°

Pitch of teeth

Between similarly situated teeth the pitch should be 150—200 m/m.

Grouping

Unimportant. With a free-hanging chain close groups give the most beautiful cut.

Speed

Depending on the power obtainable the chain is driven at a speed of 7—10 m/s.

Rapport rörande försök med kedjesågtänder i pendelapparat¹

Undersökningens syfte

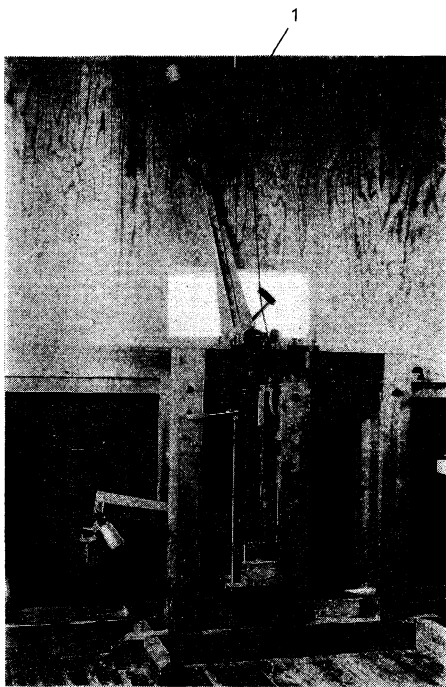
Undersökningen avser att bestämma dels hur det totala skärarbetet för en delning av kedjan fördelas på var och en av de i kedjedelningen ingående riv-, skrap- och hyvlingständerna, dels hur skärarbete respektive skärkraft variera med olika skärhastigheter och matningar (skärdjup per tand).

Försökens utförande

Försöken ha utförts i en pendelapparat (se bild) med en vridbar skiva på pendelarmen som möjliggör framvridning av respektive kedjesågtand i skärläge. För virkets frammatning användes ett matningsbord som uppmatas med 3 skruvar. Försöken med de olika kedjetyperna ha utförts något olika.

Kedja typ Mall

Då denna kedja saknar hyvlingstand och därför är likformig med avseende på antal ytter- och inntänder har för enkelhets skull provning skett så att vänster och höger rivtand arbetat samtidigt vid ett slag samt vänster och höger skrapand samtidigt i nästa slag o. s. v. med jämn uppmatning mellan varje slag. Före försöket skärptes tänderna varvid skrapandens toppar injusterades att ligga 0,4 mm under rivtändernas.



Pendelapparat. 1. Vridbar skiva försedd med kedjesågtänder. 2. Uppmatningsbord med provkropp.

Kedja typ Jo-Bu

Då denna kedjetyp har 3 olika inntänder (vänster och höger skrapand samt hyvlingständer) har provningen här skett med endast en tand vid varje slag. Framvridning av tänderna har därvid skett enligt det schema som finnes på varje protokollsblad och som överensstämmer med tändernas placering i kedjan. Tandtopparna injusterades före försöket enligt fabrikenes rekommendationer.

Alla avlästa värden som finnas antecknade gälla antal skalstreck på den skala som finnes på apparaten. Dessa värden ha sedan omräknats att gälla arbete i kgcm genom multiplikering med en konstant erhållen genom utvägning av pendelns statiska moment.

¹ I denna rapport ha beteckningar för sågtänder och -vinklar bringats i överensstämmelse med hösten 1952 utkommet TNC-förslag, vilket tillämpats i huvudrapporten.

Sammanställning av värden från försök med kedjesågtänder i pendelapparat.

Kedjetyp	Träslag	Matn. mm/deln.	Skärkraft i kg/tand eller kg/deln.											
			Skärhast. 1,8 m/sek.				Skärhast. 4,1 m/sek.				Skärhast. 5,7 m/sek.			
			Riv- tand	Skrap- tand	Hyvl.- tand	Hel deln.	Riv- tand	Skrap- tand	Hyvl.- tand	Hel deln.	Riv- tand	Skrap- tand	Hyvl.- tand	Hel deln.
Mall	Furu	0,1	1,27	1,18	—	4,9	1,03	1,02	—	4,1	0,89	0,99	—	3,76
		0,2	1,56	1,58	—	6,28	1,53	1,41	—	5,88	1,40	1,36	—	5,52
		0,3	2,11	2,24	—	8,7	1,88	1,66	—	7,08	1,85	1,54	—	6,78
	Gran	0,1	1,32	1,27	—	5,18	1,09	1,28	—	4,74	1,11	1,17	—	4,56
		0,2	1,70	1,87	—	7,14	1,80	1,69	—	6,98	1,77	1,65	—	6,84
		0,3	2,19	2,12	—	8,62	2,28	2,03	—	8,62	2,44	2,17	—	9,22
Jo-Bu	Furu	0,1	—	—	—	—	0,87	0,91	0,66	3,4	0,78	0,66	0,63	2,86
		0,2	1,59	1,01	1,29	5,5	1,44	1,42	1,17	5,55	1,33	1,16	1,17	4,94
		0,4	3,08	2,15	2,72	10,94	2,87	2,84	3,18	11,5	2,55	2,61	2,85	10,34
		0,6	4,64	3,51	3,46	16,35	—	—	—	—	—	—	—	—
	Gran	0,1	—	—	—	—	0,83	0,73	0,55	3,0	0,64	0,63	0,5	2,43
		0,2	2,19	1,68	1,99	7,94	1,5	1,54	1,39	5,96	1,4	1,62	1,4	5,98
		0,4	4,03	3,41	3,50	14,9	3,28	3,15	2,71	12,53	3,33	4,0	3,22	14,1
		0,6	5,5	4,97	3,75	19,9	—	—	—	—	—	—	—	—
	Furu	0,1	—	—	—	—	0,87	0,91	0,66	3,4	0,78	0,66	0,63	2,86
		0,2	1,59	1,01	1,29	5,5	1,44	1,42	1,17	5,55	1,33	1,16	1,17	4,94
		0,4	3,08	2,15	2,72	10,94	2,87	2,84	3,18	11,5	2,55	2,61	2,85	10,34
		0,6	4,64	3,51	3,46	16,35	—	—	—	—	—	—	—	—

Skärhastigheten har beräknats ur pendelns svängningstid för små svängningar och gäller då pendeln passerar lägsta punkten.

Som slutvärde vid samtliga mätningar har beräknats skärkraften per tand eller grupp av tänder. Denna beräkning är gjord genom division av erhållna arbetsvärden med vägen som är approximativt lika med virkets bredd. Korrektion har endast införts vid den lägsta hastigheten där den korta radien ger ett något längre skär på grund av krökningen.

Diskussion av resultaten

Av sammanställningstabellen från försöken sid. 3 framgår att skärkraften är väl fördelad på de olika tandtyperna. Som väntat är dock kraften på rivtänderna något högre än på de övriga.

Beträffande skärhastigheten framgår av diagram 1, sid. 4 att skärkraften vid de minsta matningarna företer en mindre sänkning med ökad hastighet. Vid jämförelse med de första försöken som utförts med hel kedja visade det sig att matningshastigheten vid konstant matningskraft ligger betydligt lägre än de minsta värden som uppmätts i pendelapparaten. Senare försök ha dock givit matningar av den storleksordning som finnas uppmätta vid pendelförsöket.

Stockholm den 24 februari 1950

CURT SKOGLUND.

Rapport rörande försök med kedjesågtänder i pendelapparat¹

Undersökningens syfte

Undersökningen avser att bestämma skärarbetet för kedja med endast riv- och hyvlingständer, dels att bestämma lämpligaste underställningen för hyvlingständerna, dels hur skärarbetet respektive skärkraft fördelar sig på var och en av de i kedjedelningen ingående riv- och hyvlingständerna vid olika bak- och framfasvinklar på rivtänderna, dels att undersöka skärarbetet för kedja med framsidan på hyvlingständerna plogformad.

Kedja typ Jo-Bu

Denna kedja har i vanliga fall 5 olika tänder, vänster och höger rivtänder, vänster och höger skrapptänder samt hyvlingständer. Vid denna undersökning har endast vänster och höger rivtänder samt hyvlingständerna använts.

De olika underställningar och skärvinklar som provats på kedjesågtänderna framgår av sammanställningen på sidan 36.

Försökens utförande

Försöken ha utförts i en pendelapparat (se bild i bilaga 1) med en vridbar skiva på pendelarmen som möjliggör framvridning av respektive kedjesågtänder i skärläge. För virkets frammattning användes ett matningsbord med tre skruvar. Provningsen har utförts med endast en tand vid varje slag. Framvridning av tänderna har därvid skett enligt ett schema som finns på sidan 3 och som överensstämmer med tändernas placering i kedjan. Tandtopparna injusterades och skärptes före försöken.

Alla avlästa värden som finnas antecknade gälla antal skalstreck på den skala som finnes på apparaten. Dessa värden ha sedan omräknats att gälla arbete i kgcm genom multiplicering med en konstant erhållen genom utvägning av pendelns statiska moment.

Skärhastigheten har beräknats ur pendelns svängningstid för små svängningar och gäller då pendeln passerar lägsta punkten. Den skärhastighet som används vid försöken är 6,3 m/sek. vilken erhålles vid 85 cm skärradie.

Som slutvärde vid samtliga mätningar har beräknats skärkraften per tand eller grupp av tänder. Denna beräkning är gjord genom division av erhållna arbetsvärden med vägen som är approximativt lika med virkets bredd.

Diskussion av resultaten

Av sammanställningstabellen från försöken (se sid. 36) framgår att vad underställning av hyvlingständerna beträffar så ger —0,6 mm de lägsta skärkrafterna, vilket ger stöd åt fabriken rekommendationer om underställning av hyveltänder.

¹ I denna rapport ha beteckningar för sågtänder och -vinklar bringats i överensstämmelse med hösten 1952 utkommet TNC-förslag, vilket tillämpats i huvudrapporten.

Vid försök med olika bak- och framfasvinklar på skärtänderna visar resultaten att cirka 25—60 % lägre skärbete erhålles med 50° än med de av fabriken rekommenderade 25°.

Av intresse är också att studera förändringen i det totala skärbetets fördelning på var och en av de i kedjedelningen ingående riv- och hyvlingständerna. Med 25° topp- och frontfasvinklar blir skärbetet i medeltal högre för två skärtänder än för en hyveltand. Däremot vid 50° bak- och framfasvinklar blir det huvudsakliga arbetet fördelat på hyveltanden.

Det sista alternativet med plogformad hyvlingstand gav ingen som helst förbättring av det totala skärbetet.

Stockholm den 20 november 1950

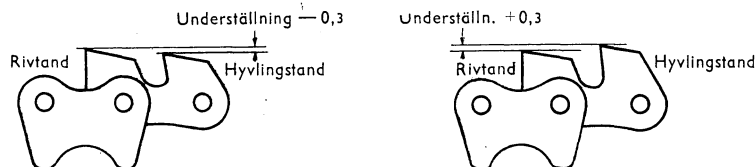
SVEN SÖDERLUND.

Schema visande sågtändernas placering i kedjan, samt efter vilken ordning framvridningen av kedjesågtänderna skett.

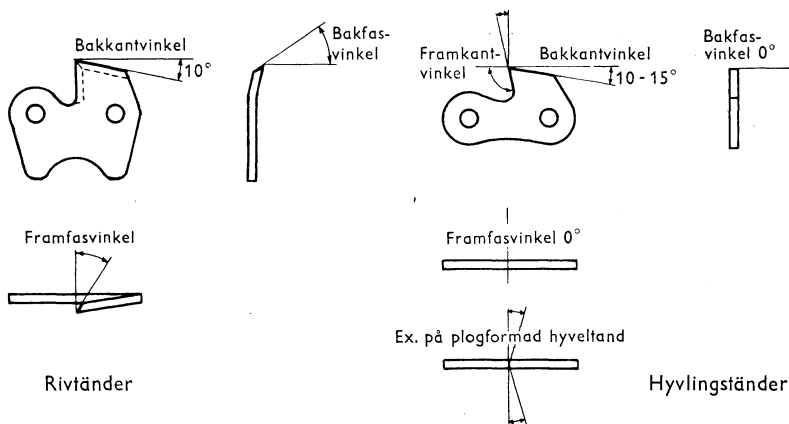
Väns- ter riv- tand	Hyvl.- tand	Höger riv- tand	Nedmatning i mm vid		
			0,3 mm/deln. = = 0,1 mm/slag	0,6 mm/deln. = = 0,2 mm/slag	0,9 mm/deln. = = 0,3 mm/slag
×	×	×	0,0 mm	0,0 mm	0,0 mm
			0,1	0,2	0,3
			0,2	0,4	0,6
×	×	×	0,3	0,6	0,9
			0,4	0,8	1,2
			0,5	1,0	1,5
×	×	×	0. S. V.	0. S. V.	0. S. V.

Sammanställning av värden från försök med kedjesågtänder i pendelapparat.

Kedjetyp	Träslag Fukt- kvot	Skär- hast. i m/sek. Såg- snitt i mm	Matn. mm/ deln.	Längd- skillnad mellan rivtand hyvl.-tand	Skärvinklar		Skärkraft i kg/tand eller kg/deln.												
					Rivtand	Hyvl.-tand	Riv- tand	Hyvl.- tand	Hel deln.										
Jo-Bu-SFI	Usp — 140 % Furu	6,3 m/sek 7,0×150 6,9×150 6,8×150	0,3 0,6 0,9	hyvlingst. ± 0,3 mm	Bakkantv. 10° framfasv. 25° bakfasv. 25°	Framkantv. 10°—12° Bakkantv. 10°—12°	1,97 4,3 10,03	4,23 10,52 18,94	8,17 19,15 39,0										
			0,3 0,6 0,9	hyvlingst. — 0,0			1,9 5,31 10,6	2,95 8,28 15,36	6,83 18,9 36,6										
			0,3 0,6 0,9	hyvlingst. — 0,3			2,3 5,29 10,03	4,31 7,17 11,86	8,9 17,75 31,9										
			Jo-Bu-SFI	Usp — 140 % Furu			6,3 m/sek. 7,0×150 6,9×150 7,0×150	0,3 0,6 0,9	hyvlingst. — 0,3	Bakkantv. 10° framfasv. 50° bakfasv. 50°	Framkantv. 10°—12° Bakkantv. 10°—12°	0,953 2,18 4,33	3,63 9,85 16,3	5,55 14,2 25,0					
								0,3 0,6 0,9	hyvlingst. — 0,6			1,214 2,2 4,67	3,66 9,22 15,34	6,08 13,6 24,7					
								0,3 0,6 0,9	hyvlingst. — 0,9			1,7 3,38 5,67	2,97 9,3 15,4	6,55 16,06 26,7					
								Jo-Bu-SFI	Usp — 140 % Furu			6,3 m/sek 6,8×150		Bakkantv. 10° framfasv. bakfasv. 50°	Framsida. plogform. 15°—20° Framkantv. 10° Bakkantv. 13°				
													0,3 0,6 0,9			hyvlingst. — 0,6	1,34 2,8 5,36	3,01 9,7 16,0	5,69 15,3 26,7



Exempel på höjdskillnad mellan riv- och hyvlingständer



Beteckningar för de olika tandvinklarna

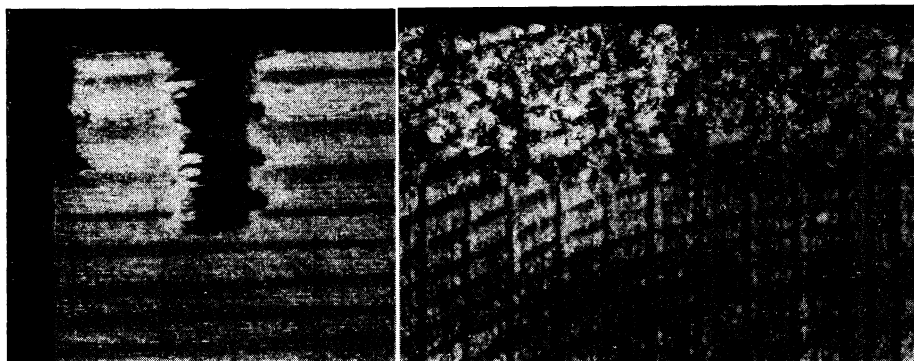


Foto över sågsnitt med 0,3 mm underställning av hyveltand, 25° bak- och framfasvinklar på skärtand.

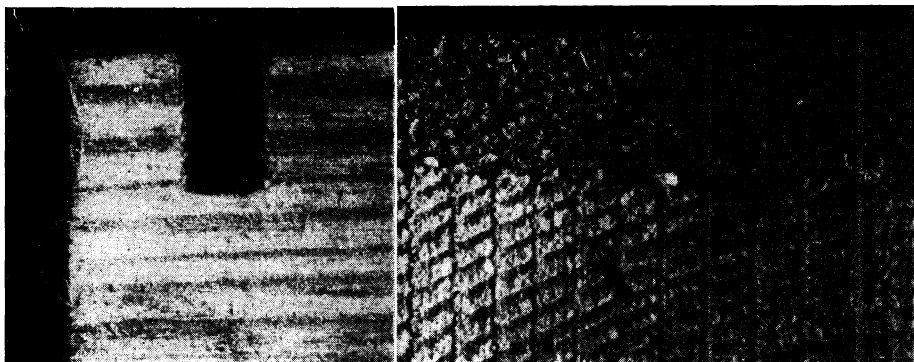


Foto över sågsnitt med 0,3 mm underställning av hyveltand, 50° bak- och framfasvinklar på skärtand.

Tabell över resultat uppnådda vid försök med kompletta kedjor.

No	V	F	T	f	Ø	Träslag Kind of wood	Antal tand- typer Number of teeth- types	Hel- deln. Pitch mm	Svärd- gejd. Type of rail	A n m.
	m/s	kg	sek	kg	mm					
5	3,6	12	—	5,9	240	Furu	5	63	rak	Kedja nr 1 standard Jobu
6	3,6	12	70	5,9	240	»	5	63	»	»
7	3,6	12,5	61	6,8	240	»	5	63	»	»
8	3,6	12,5	63	6,8	240	»	5	63	»	»
9	4,3	12	57	6,8	240	»	5	63	»	»
10	4,3	13	65	6,8	240	»	5	63	»	»
11	4,5	12,5	52	6,8	240	»	5	63	»	»
12	1,8	12,5	—	6,8	240	»	5	63	»	»
13	1,8	15	—	6,8	240	»	5	63	»	»
14	2,9	12	96	6,8	240	»	5	63	»	»
15	3,6	12,5	76	6,8	240	»	5	63	»	»
16	9,4	12	28	6,8	240	»	5	63	»	»
17	9,4	12	29	6,8	240	»	5	63	»	»
18	12,6	11,5	21	6,8	240	»	5	63	»	»
19	8,2	12,5	32	6,8	240	»	5	63	»	»
20	10,8	12	31	6,8	240	»	5	63	»	»
21	9,5	12,5	—	6,8	240	»	5	63	»	»
22	19,6	11	21	6,8	240	»	5	63	»	»
23	9,5	11	34	6,8	220	Gran	5	63	»	»
24	10,8	11	30	6,8	220	»	5	63	»	»
25	11,4	11	28	6,8	220	»	5	63	»	»
26	12,0	11,5	27	6,8	220	»	5	63	»	»
27	13,2	11	25	6,8	220	»	5	63	»	»
28	11,4	11	26	6,8	220	»	5	63	»	»
29	12,6	10,5	31	6,8	220	»	5	63	»	»
30	9,5	11	38	6,8	220	»	5	63	»	»
31	5,9	10,5	53	6,8	220	»	5	63	»	»
32	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
33	14,1	10,5	27	6,8	220	»	5	63	»	»
34	14,1	7,5	37	5,9	220	»	5	63	»	»
35	14,1	6	—	5,0	220	»	5	63	»	»
36	14,1	6	—	5,0	220	»	5	63	»	»
37	14,1	6	54	5,0	220	»	5	63	»	»
38	14,1	7	35	5,9	220	»	5	63	»	»
39	14,1	9,5	28	6,8	220	»	5	63	»	»
40	14,1	10	27	7,9	220	»	5	63	»	»
41	14,1	10,5	26	7,9	220	»	5	63	»	»
42	14,1	9,5	35	6,8	220	»	5	63	»	»
43	11,4	10	36	7,9	220	»	5	63	»	»
44	11,4	8	62	5,9	220	»	5	63	»	»
45	11,4	9	47	6,8	220	»	5	63	»	»
46	6,8	8	100	5,0	220	»	5	63	»	Kedjan slö, spår 7,5 mm
47	13,7	15	—	6,8	220	»	5	63	»	»
48	13,7	15	9	6,8	220	»	5	63	»	Nyskärpt kedja
49	14,1	15	9	6,8	220	»	5	63	»	»
50	11,4	14	15	6,8	220	»	5	63	»	»
51	9,1	13	18	6,8	220	»	5	63	»	»
52	6,8	13	25	6,8	220	»	5	63	»	»
53	5,9	12	37	6,8	220	»	5	63	»	»
54	9,0	13	28	6,8	262	»	5	63	»	»
55	11,4	12	29	6,8	271	»	3	63	»	VSA-Kedja
56	14,1	14,5	17	6,8	283	»	3	63	»	»
57	9,1	20	14	6,8	268	Furu	5	120	»	3 tänder bort, 5 kvar gruppv.
58	14,1	19	8	6,8	260	»	5	120	»	»
59	6,8	17	16	6,8	257	»	5	120	»	»

No	V m/s	F kg	T sek	f kg	Ø mm	Trä- slag Kind of wood	Antal tand- typer Number of teeth- types	Hel- deln. Pitch mm	Svärd- gejd. Type of rail	A n m.
60	9,0	15	12	6,8	258	Gran	5	120	rak	3 tänder bort, 5 kvar gruppv.
61	11,4	17	10	6,8	253	»	5	120	»	»
62	13,7	17	8,5	6,8	255	»	5	120	»	»
63	6,8	13	20	6,8	257	»	5	120	»	»
64	9,0	15	14	5,9	255	»	5	120	»	»
65	11,4	15	11,5	5,9	254	»	5	120	»	»
66	13,7	13	12	5,9	254	»	5	120	»	»
67	6,8	11	25,5	5,0	256	»	5	120	»	»
68	9,0	12	18	5,0	256	»	5	120	»	»
69	11,4	11	14	5,0	255	»	5	120	»	»
70	13,7	11	12	5,0	258	»	5	120	»	»
71	5,8	11	32	5,0	254	Furu	5	120	»	»
72	6,8	15	22	5,0	254	»	5	120	»	»
73	6,8	11	28	5,0	255	»	5	120	»	»
74	8,1	12,5	21	5,0	254	»	5	120	»	»
75	9,1	11	20,2	5,0	254	»	5	120	»	»
76	10,4	12	16	5,0	255	»	5	120	»	»
77	11,4	10,5	16,5	5,0	256	»	5	120	»	»
78	12,6	9	16,5	5,0	258	»	5	120	»	»
79	13,8	9	15	5,0	259	»	5	120	»	»
80	14,2	5	14,5	5,0	258	»	5	120	»	»
81	14,8	15	9,5	5,0	259	»	5	120	»	»
84	8,2	9	6,5	ca 4	—	»	5	120	»	Mot kärnan i furu 5"
85	8,2	6	8	» 4	—	»	5	120	»	Från » 5"
86	6,8	9	30	5,0	263	»	5	120	»	»
87	14,0	11	14	5,0	261	»	5	120	»	»
90	8,1	(7)	26	5,0	225	»	5	120	fri	Obs! Vid fri kedja kan på grund
91	8,1	(7)	27	5,0	226	»	5	120	»	av kedjans läge momentet i mät-
92	8,1	(13)	14	6,8	228	»	5	120	»	apparaten bli för lågt så att
93	8,1	(10)	15,5	6,8	227	»	5	120	»	jämförelse med skärkraft vid
94	8,1	(11)	15	6,8	226	»	5	120	»	störd kedja kan bli felaktig.
95	9,1	(12)	12	6,8	225	»	5	120	»	»
96	11,4	(13,5)	10	6,8	226	»	5	120	»	»
97	13,7	(14)	8	6,8	226	»	5	120	»	»
98	14,1	(14)	7,5	6,8	227	»	5	120	»	»
99	14,1	(15)	7,5	6,8	226	»	5	120	»	»
100	5,9	11	31	5,0	223	»	5	120	rak	Fruset virke
101	5,9	11	28	5,0	227	»	5	120	»	»
102	6,8	10,5	26,5	5,0	226	»	5	120	»	»
103	9,0	11,5	18	5,0	226	»	5	120	»	»
104	6,0	16	26	6,8	227	»	5	63	»	Nyfilad kedja
104	6,8	13	27	5,9	228	»	5	63	»	»
105	9,0	13	20,5	5,9	229	»	5	63	»	»
106	11,4	13	34	5,9	226	»	5	63	»	»
107	14,1	14	24,5	5,9	228	»	5	63	»	»
108	14,1	14	10	5,9	230	»	5	120	»	Ej nyfilad kedja
108	14,1	12	11	5,9	230	»	5	120	»	»
109	14,1	20	8	5,9	230	»	5	120	»	Nyfilad kedja
109	14,1	18	8	5,9	231	»	5	120	»	»
110	14,1	12	10	5,0	232	»	5	120	»	»
110	14,1	13	10	5,0	233	»	5	120	»	»
110	14,1	13	10	5,0	235	»	5	120	»	»
111	10,1	13	14	5,0	235	»	5	120	konvex	»
112	10,1	12	16	5,0	232	»	5	120	»	»
112	10,1	12	16	5,0	232	»	5	120	»	»
113	10,1	14,5	12	5,9	231	»	5	120	rak	»
113	10,1	14,5	12	5,9	232	»	5	120	»	»

No	V m/s	F kg	T sek	f kg	Ø mm	Trä- slag Kind of wood	Antal tand- typer Number of teeth- types	Hel- deln. Pich mm	Svärd- gejd. Type of rail	A n m.
114	14,1	15	10	5,9	232	Furu	5	120	rak	Fruset virke
115	14,1	12	16	5,9	232	»	5	63	»	
116	6,8	(15)	21	6,8	215	Gran	5	120	fri	
117	9,1	(14,5)	15	6,8	217	»	5	120	»	
118	11,4	(15)	11,5	6,8	215	»	5	120	»	
119	14,1	15	11	6,8	216	»	5	120	rak	
120	6,8	21	14	6,8	226	»	5	120	»	
121	6,8	17	16	6,8	214	»	5	120	»	
122	9,1	18	12	6,8	216	»	5	120	»	
123	11,4	18	9,5	6,8	217	»	5	120	»	
123	14,1	18	8	6,8	218	»	5	120	»	
150	9,1	19,5	12	6,8	233	Furu	3	120	rund	VSA kedja kontr. m. wattskriv.
152	11,4	16	10	5,9	233	»	3	120	»	
153	14,1	15	9,5	5,9	234	»	3	120	»	
154	9,1	13,5	17	5,9	233	»	3	120	»	
155	11,4	13	14,5	5,9	232	»	3	120	rak	
156	13,7	12,5	12	5,9	233	»	3	120	»	
158	11,4	(11)	20	5,9	234	»	5	120	fri	
159	11,4	(8)	30	5,9	234	»	5	120	»	
160	11,4	(10)	23	5,9	235	»	5	120	»	
161	11,4	(9)	23	5,9	235	»	5	120	»	
163	14,1	8	25	5,9	232	»	5	63	rak	Kedja nr 1 a = standard Bebo
164	11,0	9,5	28	5,9	232	»	5	63	»	
165	14,1	10	20	5,9	233	»	5	63	»	
166	14,1	14	10,5	5,9	232	»	5	120	»	
166	14,1	10	15	4,3	232	»	5	120	»	
167	11,4	11	18	4,3	234	»	5	120	rund	
168	11,4	13,5	14	4,3	234	»	5	120	»	
169	9,1	11	21	4,3	234	»	5	120	»	
170	14,1	12	14	4,3	235	»	5	120	»	
171	9,1	16	12,5	5,9	232	»	5	120	»	
172	9,1	16	13	5,9	232	»	5	120	»	Kedja nr 1 a = standard Bebo
175	9,1	12	14	5,9	230	»	5	120	»	
176	11,4	13,5	10,5	5,9	230	»	5	120	»	
177	14,1	13,5	9	5,9	230	»	5	120	»	
201	11,4	6	20	2	228	Gran	5	64	rak	
202	11,4	7,7	14,5	4	227	»	5	64	»	
204	11,4	9,5	13	4	225	»	3	95	»	
205	11,4	8,2	16	4	226	»	3	64	»	
206	11,4	13,8	9	4	227	»	3	64	»	
207	11,4	4	100	4	228	»	3	64	»	
208	11,4	11	10,5	4	228	»	3	95	»	höger rivtand hyvlingstand vänster rivtand men framkant- vinkel < 90° utom delningen
209	11,4	9	19	3,5	228	»	5	64	»	
210	11,4	10	13,5	4,5	227	»	5	64	»	
211	11,4	13	11	5,5	228	»	5	64	»	
212	11,4	11	12	5,0	227	»	5	64	»	
213	11,4	11	12	4,5	229	»	3	95	»	
214	11,4	11,5	10	5,0	230	»	3	95	»	
215	11,4	13,8	9,5	5,5	228	»	3	95	»	
216	11,4	10,5	12,5	4,0	230	»	3	95	»	
217	11,4	10,8	14	3,5	231	»	3	95	»	
218	11,4	7,1	17,5	3,5	229	»	3	64	»	Kedja nr 1 a = standard Bebo
219	11,4	8,1	16	4,0	228	»	3	64	»	

No	V m/s	F kg	T sek	f kg	Ø mm	Trä- slag Kind of wood	Antal tand- typer Number of teeth- types	Hel- deln. Pitch mm	Svärd- gejd. Type of rail	A n m.
220	II,4	10	13,5	4,5	231	Gran	3	64	rak	Kedja nr 3
221	II,4	10,5	12	5,0	231	»	3	64	»	» 3
222	II,4	11	12	5,5	232	»	3	64	»	» 3
223	II,4	9,5	12	3,5	228	»	3	64	»	» 4
224	II,4	11,4	9,5	4,0	227	»	3	64	»	» 4
225	II,4	13	9	4,5	227	»	3	64	»	» 4
226	II,4	13	8	5,0	229	»	3	64	»	» 4
227	II,4	—	6	5,5	230	»	3	64	»	» 4
228	II,4	5	60	5,0	227	»	3	64	»	» 5
229	II,4	9,7	11	3,5	228	»	3	95	»	» 6
230	II,4	11	10	4,0	229	»	3	95	»	» 6
231	II,4	13	9	4,5	228	»	3	95	»	» 6
232	II,4	6	30	5,0	228	»	3	64	»	» 5
233	II,4	6	23	5,0	226	»	3	128	»	» 5 a
234	II,4	6,5	18,5	6,0	224	»	3	255	»	» 5 b spåntjocklek 1 mm
235	II,4	6,8	17,5	6,5	223	»	3	255	»	» 5 b » 1,5 »
236	II,4	7	16	5,0	228	»	3	255	»	» 5 c något större framkantvinkel
237	II,4	8,4	15	6,0	226	»	3	255	»	» 5 c spåntjocklek ca 1 mm
238	II,4	7,7	15	6,5	227	»	3	255	»	» 5 c
239	6,8	7	33	5,0	225	»	3	255	»	» 5 c
240	9,1	7	22	5,0	224	»	3	255	»	» 5 c
241	II,4	8	14	5,0	225	»	3	255	»	» 5 d 90° framkantvinkel
242	II,4	7	14	6,0	227	»	3	255	»	» 5 d spåntjocklek 1,5—2,0 mm
244	6,8	8	17	5,0	225	»	3	255	»	» 5 d
245	9,1	7,5	21	5,0	221	»	3	255	»	» 5 d
246	6,8	8,5	35	4,0	253	»	5	64	»	» 1 a
247	9,1	8,5	28	4,0	252	»	5	64	»	» 1 a
248	6,8	9	31	4,5	254	»	5	64	»	» 1 a
249	9,1	8	23	4,5	254	»	5	64	»	» 1 a
250	6,8	10	27	5,0	253	»	5	64	»	» 1 a
251	9,1	10	19	5,0	254	»	5	64	»	» 1 a
252	9,1	10	8	5,0	167	Asp	5	64	»	» 1 a
253	9,1	8	11	4,5	169	»	5	64	»	» 1 a
254	9,1	7	8	4,5	121	Ek	5	64	»	» 1 a
255	II,4	6	26	2,0	250	Gran	3	95	»	» 6
256	II,4	5	24	2,0	249	»	3	95	»	» 6
257	II,4	7,5	17	2,5	248	»	3	95	»	» 6
258	II,4	8	16	2,5	248	»	3	95	»	» 6
259	II,4	9	14	3,0	249	»	3	95	»	» 6
260	II,4	11	12,5	3,5	248	»	3	95	»	» 6
261	II,4	10,5	12,5	4,0	247	»	3	64	»	» 4 m. skärpt bakfas
262	II,4	10	12	4,5	246	»	3	64	»	» 4 vackert spår
263	II,4	8,5	16	3,5	244	»	3	64	»	» 4
264	II,4	6,5	21	3,0	245	»	3	64	»	» 4
265	II,4	8	16,5	3,5	243	»	3	64	»	» 4 m. skärpt framfas luddigt spår
266	II,4	9,5	13,5	4,0	242	»	3	64	»	» 4 »
267	II,4	12	12,5	4,5	244	»	3	64	»	» 4 »
268	II,4	12	10,5	5,0	242	»	3	64	»	» 4 »
269	II,4	7	14	3,5	240	»	3	64	»	» 4 med skärpt bakfas + skärpt framfas
270	II,4	9,5	12	4,0	239	»	3	64	»	» 4 »
271	II,4	10,5	10,5	4,5	237	»	3	64	»	» 4 »
272	II,4	16	7,5	5,0	236	»	3	64	»	» 4 »